

(19)

Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets



(11)

EP 1 400 692 B1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des
Hinweises auf die Patenterteilung:
13.07.2005 Patentblatt 2005/28

(51) Int Cl.7: **F04B 49/22, F04B 49/24**

(21) Anmeldenummer: **03450186.6**

(22) Anmeldetag: **13.08.2003**

(54) **Hubkolbenkompressor und Verfahren zur stufenlosen Fördermengenregelung desselben**

Volumetric piston compressor and method to continuously adjust its displacement

Compresseur volumétrique à piston et procédé de réglage à variation continue de son débit

(84) Benannte Vertragsstaaten:
DE FR GB IT

(30) Priorität: **19.09.2002 AT 14172002**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
24.03.2004 Patentblatt 2004/13

(73) Patentinhaber: **Hoerbiger Kompressortechnik
Holding GmbH
1040 Wien (AT)**

(72) Erfinder:
• **Spiegl, Bernhard, Dr.
1030 Wien (AT)**

- **Steinrück, Peter, Dr.
4830 Hallstatt (AT)**
- **Machu, Gunther, Dr.
1230 Wien (AT)**
- **Miks, Michael
2534 Alland (AT)**

(74) Vertreter: **Pinter, Rudolf, Dipl.-Ing. et al
Patentanwälte
Klein, Pinter & Laminger OEG
Prinz-Eugen-Strasse 70
1040 Wien (AT)**

(56) Entgegenhaltungen:
AT-B- 403 835 GB-A- 2 352 780
US-A- 2 626 100 US-A- 5 634 492

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach der Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents kann jedermann beim Europäischen Patentamt gegen das erteilte europäische Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch ist schriftlich einzureichen und zu begründen. Er gilt erst als eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist. (Art. 99(1) Europäisches Patentübereinkommen).

Beschreibung

[0001] Die Erfindung betrifft ein Verfahren zur stufenlosen Fördermengenregelung eines Hubkolben-Kompressors, wobei ein an zumindest einem selbsttätigen Saugventil des Kompressors angeordneter Abhebegreifer mittels eines über ein schaltbares Steuerventil mit Gasdruckbeaufschlagbaren Abhebekolbens zumindest ein Dichtelement des Saugventils über einen damit steuerbaren Teil des Arbeitstaktes des Kompressors offen hält, sowie auch einen entsprechenden Hubkolben-Kompressor mit stufenloser Fördermengenregelung, mit einem an zumindest einem selbsttätigen Saugventil des Kompressors angeordneten Abhebegreifer, der mittels eines über ein schaltbares Steuerventil mit Gasdruckbeaufschlagbaren Abhebekolbens zumindest ein Dichtelement des Saugventils über einen damit steuerbaren Teil des Arbeitstaktes des Kompressors offen hält.

[0002] Kompressoren mit auch als Rückströmregelungen bekannten stufenlosen Fördermengenregelungen der beschriebenen Art sind bekannt. Siehe dazu beispielsweise US 2,296,304 A, AT 403835 B, US 2,626,100 A oder auch US 5,378,117 A. Bei allen bekannten Verfahren bzw. Einrichtungen der genannten Art wird die Zustellkraft des das Dichtelement des Saugventils beeinflussenden Abhebegreifers über einen mit Gasdruck beaufschlagten Abhebezylinder bzw. den darin auf den Abhebekolben wirkenden Druck bereit gestellt bzw. eingestellt. Dieser Druck ist bisher im wesentlichen stets konstant und wird entweder über einen Druckregler oder auch über pulsierend schaltende Steuerventile eingestellt.

[0003] Diese Art der Fördermengenregelung macht sich die Tatsache zu nutze, dass die an dem durch den Abhebegreifer geöffnet gehaltenen Dichtelement des Saugventils während des Kompressionstaktes angreifende Strömungskraft - welche in der Folge als Rückströmkraft bezeichnet wird - mit dem fortschreitenden Kurbelwinkel während des Kompressionstaktes zunächst ansteigt, ein Maximum entsprechend der Kolbengeschwindigkeit durchläuft, und am Ende des Kompressionstaktes bei Erreichen des oberen Totpunktes des Kolbens gegen Null geht. Durch eine Einstellung der auf den Abhebegreifer über den Abhebekolben einwirkenden Abhebekraft mittels Vorgabe des Gasdruckes im Abhebezylinder kann somit der Kurbelwinkel festgelegt werden, bei dem die Abhebekraft von der Rückströmkraft (samt allfälliger Befederung des Dichtelementes) überwunden wird, womit die aus dem offen gehaltenen Dichtelement und dem Abhebegreifer bestehende Anordnung in Schließrichtung des Saugventils beschleunigt wird. Auf diese Weise lässt sich der Kurbelwinkel des Schließens des Saugventils stufenlos zwischen dem unteren Totpunkt und dem dem Maximum der Rückströmkraft entsprechenden Kurbelwinkel (und damit die entsprechende Fördermenge des Kompressors) einstellen.

[0004] Nachteilig bei dem beschriebenen Verfahren bzw. den entsprechenden bekannten Einrichtungen ist unmittelbar, dass Schließkurbelwinkel, die nach dem Auftreten des Maximums der Rückströmkraft liegen naturgemäß nicht realisiert werden können, woraus ein eingeschränkter Regelbereich, der etwa zwischen 40 bis 100 % der Maximalfördermenge liegt, resultiert. Speziell beispielsweise bei der PET-Flaschenproduktion sind allerdings eine große Anzahl von Luftkompressoren im Einsatz, die einem stark schwankenden Luftbedarf von 10 bis 100 % unterliegen und gleichzeitig einen sehr konstanten Enddruck einhalten müssen.

[0005] Ein weiterer Nachteil ist, dass der für das Einstellen einer bestimmten Fördermenge nötige, und diese unmittelbar beeinflussende Gasdruck im Abhebezylinder von vielen Parametern, wie Gasdichte, Betriebsdruck, Drehzahl des Kompressors und dergleichen abhängt, was komplizierte und fehleranfällige zusätzliche Regelverfahren bzw. -mechanismen erfordert.

[0006] Ein anderes bekanntes Verfahren zur Volumenstromregelung von Kompressoren ist der intermittierende Betrieb des Kompressors (On/Off Regelung), wobei die Saugventile mittels Greiferbetätigung abwechselnd offen gehalten oder für selbsttätiges Öffnen und Schließen freigegeben werden. Diese Regelung durch Greiferbetätigung kann zwar grundsätzlich zur Einstellung einer mittleren Fördermenge zwischen 10% und 100% verwendet werden, bringt aber verschiedenste weitere Nachteile mit sich: Der Kompressor läuft wechselweise im Vollast- oder im Leerlaufbetrieb. Im Leerlaufbetrieb führt der ungünstige Wirkungsgrad und die starke Phasenverschiebung der üblicherweise für den Antrieb von Kompressoren eingesetzten Drehstrommotoren zu hohen Energieverbräuchen bzw. Blindstrommengen. Gleichzeitig werden die Dichtelemente der Stangenpackungen während des Leerlaufbetriebs nicht durch Leckgas gespült und damit nicht gekühlt bzw. wird die durch an den offen gehaltenen Saugventilen auftretende Ventilationsverluste entstehende Wärme nicht durch das Fördermedium abgeführt. Die dadurch entstehende Erwärmung und die Verformung der Dichtelemente zufolge der Temperaturänderung fördern den Verschleiß von Ring- und Packungskomponenten.

[0007] Neben Problemen bei Ringen und Packungen ist diese Form der Regelung auch für Schäden an Ventilen verantwortlich. Die Zustellung und das Zurückziehen des Greifers über konventionelle Membranzylinder oder Zylinder ist aufgrund der großen Volumina, des hohen Totvolumens, der geringen Zuleitungsquerschnitte, hohen Leitungslängen, geringen Schaltquerschnitte und großen Schaltzeiten der Steuerventile nur innerhalb von mehreren Kompressionszyklen möglich. Dadurch wird das Dichtelement des Saugventils, in der Regel eine Ventilplatte, während des Zustellens bzw. Zurückziehens mehrfach gegen die Greiferzacken geschlagen. Dies kann den Bruch von Ventilplatten beschleunigen oder auslösen.

[0008] Konstante Drücke im Druckbehälter von Kompressoren mit konventioneller ON/OFF Regelung sind abhängig vom Speichervolumen und lassen sich nur über häufiges Schalten zwischen Leerlauf und Vollast realisieren (mehrmals pro Minute). Komponenten der Kolben- und Membranzylinder sind i.a. nicht für häufiges Schalten geeignet und unterliegen erhöhtem Verschleiß.

[0009] Zur Vermeidung der beschriebenen Nachteile sind Verfahren und Vorrichtungen bekannt geworden, bei denen die auf den Abhebegreifer entgegen der Rückströmkraft des zu verdichtenden Gases wirkende Abhebekraft hydraulisch bereitgestellt und an einem bestimmten Kurbelwinkel schlagartig reduziert wird, womit ein sicheres und rasches Schließen des Saugventils eingeleitet wird. Derartige, beispielsweise aus AT 403 835 B1 bekannte Vorrichtungen verwenden hierfür Systeme, die sich auf Grund der geringen Kompressibilität der verwendeten Betätigungsfluide sehr gut eignen aber den Nachteil haben, dass sie relativ kompliziert aufgebaut sind und zusätzlich hydraulische Hilfsenergie benötigen, die durch zusätzliche Aggregate zur Verfügung gestellt werden muss.

[0010] Aufgabe der vorliegenden Erfindung ist es, mittels Gasdruck betätigte einfache Rückströmregelungen der eingangs genannten Art so zu verbessern, dass die erwähnten Nachteile nicht auftreten und insbesondere die erwähnten Einschränkungen des Regelbereiches sowie die negativen Einflüsse von Schwankungen im nötigen Abhebe-Gasdruck auf einfache Weise vermieden werden können.

[0011] Diese Aufgabe wird gemäß der vorliegenden Erfindung bei einem Verfahren der eingangs genannten Art dadurch gelöst, dass der den Abhebekolben beaufschlagende Gasdruck während der Zeit, in der das Steuerventil geschlossen ist, stets über dem zur Überwindung der maximal möglichen Rückströmkraft erforderlichen Gasdruck liegt und dass über das schnell schaltend ausgeführte Steuerventil in jeder Periode des Arbeitstaktes eine steuerbare Teilentlüftung des Abhebezylinders bis zum Schließen des Saugventils durchgeführt wird, wobei die sich in Abhängigkeit vom zu entlüftenden, aus Hubraum des Abhebezylinders und Schadraum zwischen Steuerventil und Abhebekolben bestehenden, Volumen, in Abhängigkeit vom Öffnungsquerschnitt des Steuerventils, und in Abhängigkeit vom zur Betätigung des Abhebegreifers verwendeten Gas ergebende theoretische Entlüftungszeit des gesamten zu entlüftenden Volumens maximal annähernd gleich oder kleiner der zweifachen Dauer eines Arbeitstaktes des Kompressors ist. Durch diese Maßnahmen ist nun einerseits die Lage des Schließkurbelwinkels des vorher offen gehaltenen Saugventils innerhalb des Arbeitstaktes des Kompressors im wesentlichen völlig frei wählbar - auch Schließkurbelwinkel, die nach dem Auftreten des Maximums der Rückströmkraft liegen, können problemlos realisiert werden - womit im wesentlichen ein Regelbereich für die Fördermengenregelung

von 0 bis 100 % der Maximalfördermenge möglich ist. Andererseits ist der den Abhebekolben beaufschlagende Gasdruck nicht mehr unmittelbar für den Schließkurbelwinkel verantwortlich - sofern dieser Druck nur für alle Betriebsbedingungen bzw. angesprochenen Parameter über dem zur Überwindung der maximal möglichen Rückströmkraft erforderlichen Gasdruck liegt können auch Schwankungen der genannten Parameter keinen wesentlichen Einfluss auf die Fördermengenregelung nehmen. Das schnell schaltende Steuerventil leitet in jeder Periode des Arbeitstaktes zu einem bestimmten Kurbelwinkel eine Teilentlüftung des Abhebezylinders ein, womit der Gasdruck im Abhebezylinder abfällt. Sobald dieser Gasdruck bzw. die daraus resultierende Abhebekraft unter eine Schwelle abfällt, bei der Gleichgewicht mit der Rückströmkraft und einer allfälligen Befederung des Dichtelementes herrscht, schließt das vorher offen gehaltene Saugventil, womit die normale Verdichtung bzw. Förderung des Kompressors mit entsprechend reduzierter Fördermenge einsetzt. Sobald das vorher offen gehaltene Saugventil auf diese Weise schließt, wird es durch den sich im Arbeitsraum des Kompressorzylinders aufbauenden Druck zugehalten und öffnet erst am Beginn des nächsten Saugtaktes wieder. Der Abhebezylinder wird durch Schließen des die beschriebene Teilentlüftung herbeiführenden Steuerventils vor dem nächsten Arbeitstakt des Kompressors wieder mit dem zur Überwindung der maximal möglichen Rückströmkraft erforderlichen Gasdruck beaufschlagt, sodass ein sicheres Offenhalten des Dichtelementes des Saugventils bis zur nächsten Entlüftung durch das Steuerventil gewährleistet ist.

[0012] Nachdem das gasförmige Beaufschlagungsmedium des Abhebekolbens relativ hohe Kompressibilität aufweist, müssen zur Ermöglichung bzw. Sicherstellung einer in jeder Periode des Arbeitstaktes zum Schließen des Saugventils führenden Teilentlüftung des Abhebezylinders naturgemäß bestimmte Bedingungen eingehalten werden. Es hat sich nun herausgestellt, dass diese Bedingungen auf sehr vorteilhafte Weise dann eingehalten werden können, wenn die sich in Abhängigkeit vom zu entlüftenden, aus Hubraum des Abhebezylinders und Schadraum zwischen Steuerventil und Abhebekolben bestehenden, Volumen, in Abhängigkeit vom Öffnungsquerschnitt des Steuerventils, und in Abhängigkeit vom zur Betätigung des Abhebegreifers verwendeten Gas ergebende theoretische Entlüftungszeit des gesamten zu entlüftenden Volumens maximal annähernd gleich oder kleiner der zweifachen Dauer eines Arbeitstaktes des Kompressors ist. Es hat sich gezeigt, dass damit eine hinreichend genaue Regelgüte der Fördermengenregelung praktisch über den gesamten Bereich von zumindest nahezu 0 bis 100 % der Maximalfördermenge gegeben ist, da die bis zum tatsächlichen Schließen des Saugventils erforderliche Teilentlüftung des Abhebezylinders damit noch immer innerhalb eines Bruchteils des Arbeitstaktes des Kompressors von statten geht. Eine weitere Verkürzung dieser

Entlüftungszeit bringt dann Vorteile, wenn der zur entlüftende, den Abhebekolben beaufschlagende Gasdruck weit über dem zur Überwindung der maximal möglichen Rückströmkraft erforderlichen Gasdruck liegt, was aber an sich nicht notwendig ist. Eine Verlängerung der genannten Entlüftungszeit ohne wesentlichen negativen Einfluss auf den möglichen Regelbereich würde eine Absenkung des den Abhebekolben beaufschlagenden Gasdruckes auf einen Wert nur knapp über den zur Überwindung der maximal möglichen Rückströmkraft erforderlichen Gasdruck notwendig machen, was dann allerdings wieder Probleme mit den diesen Gasdruck beeinflussenden äußeren Parametern und der damit einhergehenden Unsicherheit der Regelung macht.

[0013] Bei einer Entlüftungszeit größer als ca. das Dreifache der Dauer des Arbeitstaktes hat sich herausgestellt, dass das Regelverhalten des Systems im wesentlichen nur mehr durch den mittleren Druck, der am Abhebezyylinder ansteht, bestimmt ist, womit die Funktionsweise in etwa der eingangs beschriebenen bekannten pneumatischen Rückströmregelung (mit den beschriebenen Nachteilen) entspricht. Bei einer Größe der genannten Entlüftungszeit zwischen der zweifachen und der dreifachen Dauer des Arbeitstaktes des Kompressors stellt sich ein komplexes Regelverhalten ein, welches sowohl von den Schaltzeitpunkten des Steuerventils als auch vom Gasdruck zur Beaufschlagung des Abhebezyinders abhängt. Für das angestrebte Regelverhalten des erfindungsgemäßen Verfahrens ist es demnach sehr vorteilhaft, wenn die sich wie beschriebenen ergebende theoretische Entlüftungszeit des gesamten zu entlüftenden Volumens kleiner gleich der zweifachen Dauer eines Arbeitstaktes des Kompressors ist. Die theoretische Entlüftungszeit T , das zu entlüftende Volumen V , der Öffnungsquerschnitt des Steuerventils f und die Schallgeschwindigkeit c des den Abhebekolben beaufschlagenden Gases stehen in folgendem Zusammenhang:

$$T = \frac{V}{K(\text{kappa}) \times f \times c}$$

mit :

$K(\text{kappa})$ Konstante abhängig vom Isentropenexponenten des beaufschlagenden Gases
 $K(\text{kappa}) = 0,155$ für Luft ($\text{kappa} = 1,4$)

Bemerkung: $K(1.4) = 0.155$ für Entlüftung auf 5% des Anfangsdrucks (kritisches Druckverhältnis über den ganzen Abblasevorgang vorausgesetzt).

[0014] Nach dem sich hinreichend schnell schaltende Steuerventile kostengünstig nur für kleine Öffnungsquerschnitte (f) verwirklichen lassen, ist eine weitere Ausgestaltung des erfindungsgemäßen Kompressors sehr vorteilhaft, gemäß welcher der Schadraum zwischen Steuerventil und Abhebekolben maximal annä-

hernd gleich oder kleiner dem zweifachen Hubraum des Abhebezyinders ist.

[0015] Nach einer weiters bevorzugten Ausgestaltung des erfindungsgemäßen Kompressors ist vorgesehen, dass die Führung des Abhebegreifers und/oder das Steuerventil mit dem Abhebezyylinder und/oder Kolben eine konstruktive Einheit bilden, was auf sehr einfache und kompakte Weise Ausführungen ermöglicht, die minimalen Schadraum der oben angesprochenen Art aufweisen.

[0016] Das Steuerventil ist in weiterer Ausgestaltung der Erfindung als elektromagnetisch betätigtes 3/2-Wegeventil ausgeführt und vorzugsweise so geschaltet, dass es im stromlosen Zustand den Abhebezyylinder mit Gasdruck beaufschlagt. Bei einem Ausfall der Steuerelektronik für das Ventil läuft auf diese Weise der Kompressor mit offen gehaltenem Saugventil, womit durch Absenkung des den Abhebezyylinder beaufschlagenden Gasdruckes der Abhebegreifer zurückgezogen und damit der Kompressor auf Volllast gebracht werden kann. Damit ist auch ein Notbetrieb ohne stufenlose Regelung möglich.

[0017] Bei der erfindungsgemäßen Ausführung kann also der Abhebezyylinder direkt in der Kombination Steuerventil und Abhebegreifer integriert bzw. gemeinsam ausgeformt sein. Das Steuerventil wird in unmittelbarer Nachbarschaft zum Abhebezyylinder innerhalb des Saugventils bzw. der Greiferführung positioniert und bildet ein 3/2-Wegeventil. Das Ventil schaltet wahlweise die Gasversorgung bzw. die Abblasleitung auf den Abhebezyylinder. Durch die sehr kurzen Schaltzeiten und hohen Schaltgeschwindigkeiten tritt kein nennenswerter Gasverlust während des Schaltvorgangs durch die offene Verbindung zwischen Gasversorgung und Abblasleitung auf. (Damit entspricht die Ausführung einem 3/3-Wegeventil, wobei die mittlere Schaltstellung sehr rasch überfahren wird und auch nicht direkt angesteuert werden kann). Durch die Ausführung mit sehr geringen Totvolumina, unter anderem bedingt durch kurze Leitungslängen zwischen Abhebezyylinder und Steuerventil, kombiniert mit einem schnellschaltenden Magnetventil, kann ein sehr rasches Ansprechen und Zustellen des Abhebegreifers in jedem Arbeitstakt realisiert werden.

[0018] Gemäß einer besonders bevorzugten weiteren Ausgestaltung der Erfindung ist das Steuerventil eingangsseitig mit unter entsprechendem Druck stehendem Prozessgas beaufschlagt, vorzugsweise in dem es mit einem Speichervolumen verbunden ist, das mit dem Arbeitsraum des Kompressors über ein Rückschlagventil in Verbindung steht. Damit kann auf eine Versorgung mit separatem Gas zur Beaufschlagung des Abhebezyinders von außen verzichtet werden, was aber eine zusätzliche Verbindung vom Arbeitsraum des Kompressors über das Speichervolumen mit dem Steuerventil erfordert.

[0019] Der Abhebekolben kann in weiterer Ausgestaltung der Erfindung im Bereich seiner Endlagen den Zu-

und/oder Ablauf des beaufschlagenden Gases zum Abhebezylinder teilweise absperren, womit auf einfache Weise eine pneumatische Endlagendämpfung für den Abhebekolben realisiert ist.

[0020] Die Erfindung wird im folgenden noch anhand der Zeichnung näher erläutert. Fig. 1 zeigt dabei ein axial geschnittenes Saugventil eines erfindungsgemäß ausgebildeten Hubkolben-Kompressors, Fig. 2 die Anordnung nach Fig. 1 in einer mittels des Abhebegreifers geöffnet gehaltenen Stellung des Dichtelement des Saugventils, Fig. 3 ein anderes Ausführungsbeispiel nach der Erfindung in einer im wesentlichen Fig. 1 entsprechenden Darstellung, Fig. 4 das Detail IV aus Fig. 3 jedoch in anderer Schaltstellung des Steuerventils, Fig. 5 ein weiteres Ausführungsbeispiel der Erfindung in einer wiederum im wesentlichen Fig. 1 entsprechenden Darstellung, Fig. 5 und Fig. 6 zeigen Ausführungsbeispiele nach der Erfindung in einer im wesentlichen jeweils wiederum Fig. 1 entsprechenden Darstellung, die Fig. 7 und 8 zeigen den Zusammenhang zwischen dem Gasdruck im Abhebezylinder und der Bewegung des Abhebekolbens bzw. -greifers für verschiedene Steuerwinkel $[\text{°KW (Kurbelwinkel)}]$ des Steuerventils bei jeweils unterschiedlich großen Schadräumen bzw. theoretischen Entlüftungszeiten und Fig. 9 zeigt einen teilweise schematischen Querschnitt durch einen erfindungsgemäß ausgebildeten Hubkolbenkompressor.

[0021] Bei allen Ausführungsformen gemäß Fig. 1 bis 6 ist am Saugventil 1 des Kompressors ein Abhebegreifer 2 angeordnet, der mittels eines über ein schaltbares Steuerventil 3 mit Gasdruck beaufschlagbaren Abhebekolbens 4 zumindest ein Dichtelement 5 des Saugventils 1 über einen damit steuerbaren Teil des Arbeitstaktes des Kompressors offenhält. Der Abhebekolben 4 ist hier stillstehend und zentral am Saugventil 1 fixiert und bildet mit seinem Außenumfang damit unmittelbar in axialer Richtung die Führung für den Abhebegreifer 2 bzw. den den damit axial beweglichen Abhebezylinder 6 bildenden hülsenartigen oberen Teil des Abhebegreifers 2. Dieser ist in der in Fig. 1 dargestellten Stellung mittels einer Schraubenfeder 7 in die obere Endstellung gedrückt, in der der Abhebekolben 4 an der Stirnseite des Abhebezylinders 6 anliegt und die Greiferzacken 8 vom Dichtelement 5 abgehoben sind, welches damit unter der Belastung der Ventildedern 9 am Ventilsitz 10 anliegt, sofern nicht im Saugtakt ein selbsttätiges Abheben des Dichtelementes 5 gegen die Ventildedern 9 erfolgt.

[0022] Im Bereich des Abhebekolbens 4 ist in einer zentralen Bohrung 11 das Steuerventil 3 eingesetzt, welches im wesentlichen aus einem Sitzkörper 12, einem Schaltelement 13 und einem nur schematisch dargestellten Elektromagneten 14 besteht. Der Elektromagnet 14 ist an seiner in der Darstellung oberen Seite mit aufgeschraubten Kontakten 15 versehen, die zur schaltbaren Stromzufuhr dienen und aus einem Gehäuse 16 nach oben herausragen. Die weiteren Anschlußleitungen bzw. die zugehörige Ansteuerelektrik ist hier nicht

dargestellt.

[0023] Das auf der Oberseite des feststehenden Abhebekolbens 4 eingeschraubte und gleichzeitig auch zur Fixierung des Elektromagneten 14 bzw. des gesamten Steuerventils 3 im Abhebekolben 4 dienende Gehäuse 16 weist außerhalb der Gehäusewand 17 eine Anschlußöffnung 18 für das dem Abhebezylinder 6 über das Steuerventil 3 zuzuführende, unter Druck stehende Gas (vorzugsweise unmittelbar das Prozeßgas) auf, welches über eine mittige Bohrung 19 im Elektromagneten 14 und den die Feder 20 an der Oberseite des Schaltelementes 13 aufnehmenden Raum zum Steuerventil 3 gelangt.

[0024] Gemäß Fig. 1 ist der in der Darstellung obere Ventilsitz des Sitzkörpers 12 des Steuerventils 3 durch das unter der Wirkung des eingeschalteten Elektromagneten 14 nach oben gezogene Schaltelement 13 abgeschlossen und der zugehörige untere Sitz geöffnet. Damit ist die Zufuhr des Betätigungsgases von der Anschlußöffnung 18 zum Abhebezylinder 6 gesperrt. Über Bohrungen 21 im feststehenden Abhebekolben 4 bzw. zugeordnete Bohrungen 22 im Sitzkörper 12 des Steuerventils 3 ist der Innenraum des Abhebezylinders 6 damit in Richtung zentraler Bohrung 23 und Radialbohrungen 24 entlüftet. In diesem Zusammenhang ist auch noch auf die Führungsscheibe 25 für das Schaltelement 13 bzw. dessen unteren Führungszapfen zu verweisen, die entsprechende Durchgangsöffnungen für das zu entlüftende Gas aufweist.

[0025] Zur Zustellung des Abhebegreifers 2 an das Dichtelement 5 bzw. zur Abhebung desselben in die in Fig. 2 dargestellte Stellung wird die Stromzufuhr zum Elektromagneten 14 unterbrochen, womit das Schaltelement 13 unter der Wirkung der Feder 20 nach unten gedrückt wird und damit (gemäß Fig. 2) den in der Darstellung oberen Sitz im Sitzkörper 12 freigibt und den unteren verschließt. Damit kann über die Bohrungen 22 im Sitzkörper 12 sowie die anschließenden Bohrungen 21 im Abhebekolben 4 Druck im Abhebezylinder 6 aufgebaut werden, welcher in weiterer Folge den Abhebezylinder 6 samt Abhebegreifer 2 gegen die Wirkung der Schraubenfeder 7 nach unten drückt und damit das Dichtelement 5 des Saugventils 1 in Anlage am Ventilsitz 10 offenhält.

[0026] Der den Abhebekolben 4 bzw. Abhebezylinder 6 beaufschlagende Druck des über die Anschlußöffnung 18 zugeführten Betätigungsgases liegt stets über den zur Überwindung der maximal möglichen Rückströmkraft am Dichtelement 5 erforderlichen Druck, so daß ein sicheres Offenhalten des Dichtelementes 5 des Saugventils 1 über den gesamten Arbeitstakt des Kompressors möglich ist. Das Steuerventil 3 ist zufolge seiner Auslegung, Betätigung und Ansteuerung schnell-schaltend und ermöglicht damit in jeder Periode des Arbeitstaktes eine steuerbare Teilentlüftung des Abhebezylinders 6 bis zum gewünschten Schließen des Saugventils zu einem bestimmten Kurbelwinkel. Wesentlich ist dabei gemäß den eingangs bereits ausführlich dar-

gelegten Zusammenhängen, daß die sich in Abhängigkeit vom zu entlüftenden Volumen, in Abhängigkeit vom Öffnungsquerschnitt des Steuerventils 3 und in Abhängigkeit vom zur Betätigung des Abhebegreifers 2 verwendeten Gas ergebende theoretische Entlüftungszeit des gesamten zu entlüftenden Volumens maximal annähernd gleich oder aber kleiner der zweifachen Dauer eines Arbeitstaktes des Kompressors ist, damit das periodische Schließen des vorher offen gehaltenen Saugventils tatsächlich auch trotz der nicht zu vernachlässigenden Kompressibilität des Betätigungsgases erfolgen kann. Das zu entlüftende Volumen besteht dabei aus dem tatsächlichen Arbeitsvolumen im Abhebezyylinder 6 sowie den im wesentlichen durch die Volumina der Bohrungen 21 und 22 definierten Schadräumen, die damit möglichst klein zu halten sind.

[0027] Während bei der Ausführungsform nach Fig. 1 und 2 das Steuerventil 3 im stromlosen Zustand (gemäß Fig. 1) den Innenraum des Abhebezyinders 6 mit Gasdruck beaufschlagt und damit das Saugventil 1 offenhält, ist bei der ansonsten vergleichbaren bzw. weitgehend identischen Ausführung gemäß Fig. 3 und 4 vorgesehen, daß das Steuerventil 3 zufolge einer unterschiedlichen Ausbildung von Sitzkörper 12 und Schaltelement 13 im in Fig. 3 dargestellten strombeaufschlagten Zustand des Elektromagneten 14 den Abhebezyylinder 6 mit Abhebedruck versorgt. Der obere Ventilsitz am Sitzkörper 12 und damit die Zufuhr von unter Druck stehendem Betätigungsgas über die Anschlußöffnung 18 zum Innenraum des Abhebezyinders 6 ist dabei offener, der untere Ventilsitz (in Richtung zur Entlüftung) ist geschlossen. Bei Abschaltung der Stromzufuhr über die Kontakte 15 zum Elektromagneten 14 geht das Schaltelement 13 unter der Wirkung der Feder 20 in die in Fig. 4 vergrößert dargestellte untere Schaltstellung, in der der obere Ventilsitz geschlossen und der untere Ventilsitz in Richtung Entlüftung geöffnet ist, womit der Abhebegreifer 2 unter der Wirkung der Schraubenfeder 7 zurückgezogen wird und das Dichtelement 5 des Saugventils 1 entsprechend der darauf wirkenden Strömungskräfte bzw. der in Fig. 1 zu sehenden Ventillfeder 9 schließen kann.

[0028] Während bei den Ausführungen gemäß den Fig. 1 bis 4 das zur Betätigung des Abhebegreifers 2 verwendete Gas über die Anschlußöffnung 18 separat zugeführt wird und damit einer an sich beliebigen Druckquelle entstammen kann, ist bei der Ausführung gemäß Fig. 5 zu diesem Zweck eine Verbindungsleitung 27 in der Mittelschraube des Saugventils 1 bzw. dem hier damit einstückigen Zentralteil, welcher im oberen Bereich in den wiederum feststehenden Abhebekolben 4 übergeht, vorgesehen. Auf der dem hier nicht dargestellten Arbeitsraum des Kompressors zugewandten unteren Seite der Verbindungsbohrung 27 ist ein Rückschlagventil 28 vorgesehen, welches auf der oberhalb davon liegenden Seite der Verbindungsleitung 27 stets ausreichenden Druck sichergestellt - zusätzlich könnte auch ein hier nicht weiter dargestelltes, separates Speicher-

volumen vorgesehen sein, um den Vorrat an unter entsprechendem Druck stehendem Betätigungsgas zu erhöhen. Abgesehen von dieser unterschiedlichen Art der Bereitstellung des Betätigungsgases entspricht die Ausführung nach Fig. 5 im wesentlichen der aus den Fig. 1 und 2 ersichtlichen. Gleiche Teile sind mit gleichen Bezugszeichen versehen - bezüglich der Beschreibung der Funktion wird auf die obigen Ausführungen verwiesen.

[0029] Bei der Ausführung nach Fig. 6 ist der Abhebezyylinder 6 samt Abhebekolben 4 nun nicht mehr mit dem Abhebegreifer 2 bzw. dessen zentralem Führungsdorn 29 kombiniert sondern nur mit dem Steuerventil 3 samt dessen elektromagnetischer Betätigung. Die gesamte daraus gebildete Betätigungseinheit ist separat auf der Gehäusewand 17 des Kompressors aufgesetzt und steht wirkungsmäßig über die Kolbenstange 30 des Abhebekolbens 4 mit einer Druckplatte 31 am Abhebegreifer 2 in Verbindung, welche von der anderen Seite her mit einer der Schraubenfeder 7 gemäß den Fig. 1 bis 5 entsprechenden Feder 32 belastet ist. Sonstige gleiche bzw. zumindest von der Funktion her gleichwirkende Bauteile sind wiederum mit gleichen Bezugszeichen wie in den Fig. 1 bis 5 versehen - bezüglich der Beschreibung der Funktion der Anordnung nach Fig. 6 wird auf die obenstehenden Ausführungen zur wirkungsmaäßig im wesentlichen identischen Ausführung nach den Fig. 1 und 2 verwiesen.

[0030] Wesentlich ist auch bei der Ausführung nach Fig. 6 wiederum, daß der Schadräum zwischen Steuerventil 3 und Abhebekolben 4 möglichst klein gehalten wird, um eine ausreichend schnelle Teilentlüftung des Arbeitsvolumens des Abhebezyinders 6 samt Schadräum bis zum Schließen des vorher offen gehaltenen Saugventils 1 während jedes Arbeitstaktes des Kompressors zu ermöglichen.

[0031] Anhand der Darstellung in den Fig. 7 und 8 wird im folgenden die Funktion des erfindungsgemäßen Verfahrens zur stufenlosen Fördermengenregelung eines Hubkolben-Kompressors noch näher erläutert.

[0032] Fig. 7 zeigt den Verlauf von Greiferbewegung (strichlierte Linien) und Steuerdruck (durchgezogene Linien) im Abhebezyylinder 6 für verschiedene Schaltzeitpunkte 37, 40, 42 und 44 des Steuerventils 12 für eine erfindungsgemäß klein gewählte Entlüftungszeit ($T \sim 0.4 \times \text{Zykluszeit}$) während eines Arbeitsspiels des Kompressors.

[0033] Der Magnet 4 des Steuerventils 3 nach Fig. 1 ist zunächst bis zum Zeitpunkt bzw. Kurbelwinkel 33 mit Strom beaufschlagt. Somit ist der Abhebezyylinder 6 entlüftet, der Abhebegreifer wird durch die Schließfeder 7 in der Rückzugstellung gehalten. Sobald der Magnet des Steuerventils 12 entstromt wird und das Steuerventil 3 die Verbindung zwischen der Druckversorgung (Anschlußöffnung 18) und dem Abhebezyylinder 6 freigibt, steigt der Druck im Abhebezyylinder 6 an. Wenn (bei 34) die Druckkraft die durch die Feder 7 bedingte Rückstellkraft überschreitet, beginnt die Bewegung des Abhebe-

greifers 2. Während der Zustellbewegung des Abhebegreifers 2 expandiert das im Abhebezylinder 6 enthaltene Gas, wodurch der Druck im Abhebezylinder 6 zunächst fällt, weil durch den begrenzten Öffnungsquerschnitt des Steuerventils 3 nicht genügend Gas nachströmen kann. Sobald der Greifer 2 seine Endlage erreicht hat (Punkt 35) steigt der Druck im Abhebezylinder 6 wieder auf den Wert des Zulaufdrucks an.

[0034] Wird der Elektromagnet 14 des Steuerventils 3 beim Punkt 37 wieder mit Strom beaufschlagt, entweicht das im Abhebezylinder 6 eingeschlossene Gas und der Steuerdruck fällt. Dadurch sinkt die auf den Greifer 2 wirkende Anpresskraft und unterschreitet bei Punkt 38 die aus der am Dichtelement 5 angreifenden Schließkraft der Ventillfedern 9 und der Rückstellkraft der Feder 7 zusammengesetzte, in Schließrichtung des Saugventils 1 wirkende Gesamtkraft. Die Geschwindigkeit des Greifers 2 nimmt zunächst zu, was aus dem steiler werdenden Verlauf der Bewegungskurve ab Punkt 38 ersichtlich ist. Da entsprechend einer vorteilhaften Ausgestaltung der Erfindung der Querschnitt der Bohrungen 21 bei Annäherung des Abhebezylinders 6 in dessen Endlage reduziert wird, steigt der Steuerdruck nach dem Durchlaufen eines Minimums wieder an und erreicht ein Maximum bei 39. Die Bewegung des Abhebegreifers 2 wird dadurch gebremst. Der Greifer 2 erreicht seine in Fig. 1 dargestellte Endlage bei 40 mit stark reduzierter Geschwindigkeit. Für die hier beschriebene Bewegung des Abhebegreifers 2 wurde der Schaltzeitpunkt 37 so gewählt, dass der Abhebegreifer 2 bei einem Kurbelwinkel von 180° bereits so weit zurückgezogen ist, dass das Dichtelement 5 in diesem Augenblick den Ventilsitz 10 erreicht, womit während der mit diesem Kurbelwinkel einsetzenden Kompressionsphase kein Gas in den Saugraum zurückgeschoben wird. Der Kompressor verdichtet daher die volle Liefermenge.

[0035] Wird der Schaltzeitpunkt des Steuerventils 3 später gewählt, z.B.: beim Punkt 46, verzögert sich die Rückzugbewegung 41 des Abhebegreifers 2. Die Ventilplatte wird zu einem späteren Zeitpunkt geschlossen und ein Teil des durch den Arbeitszylinder des Kompressors angesaugten Gases wird wieder in den Saugraum zurückgeschoben und damit die Liefermenge verkleinert. Wird das Steuerventil 3 noch später betätigt, beispielsweise bei 42, so reduziert sich die Liefermenge weiter, weil auch die durch den Linienzug 43 dargestellte Rückzugbewegung des Abhebegreifers 2 verzögert wird. Bei Wahl des Schaltzeitpunktes des Steuerventils 3 im Punkt 44 wird die Rückzugbewegung (Linie 45) so weit verspätet, dass keine für Ausschleiben auf der Druckseite nötige Verdichtung des im Schließzeitpunkt des Saugventils 1 noch im Arbeitsraum des Verdichters eingeschlossenen Gases erreicht werden kann (Liefermenge Null).

[0036] Fig. 8 zeigt den Verlauf der Abhebegreiferbewegung und des Steuerdrucks wie in Fig. 7 für eine gegenüber Fig. 7 deutlich verlängerte Entlüftungszeit T

($T \sim 2x$ Zykluszeit). Man erkennt, dass nach Schalten des Elektromagneten 14 des Steuerventils 3 im Punkt 33 der Steuerdruck nur langsam ansteigt und die Zustellbewegung des Abhebegreifer 2 erst stark verzögert zu einem wesentlich späteren Zeitpunkt (34) einsetzt. Bei Wahl des Schaltpunktes mit dem Punkt 46 fällt der Steuerdruck innerhalb kurzer Zeit unter den für eine Betätigung des Abhebezylinders 6 nötigen Druck und die hier wieder mit dem Linienzug 41 dargestellte Rückzugbewegung des Abhebegreifers 2 setzt ein, ohne dass es überhaupt zu einer Berührung zwischen Ventilplatte (Dichtelement 5) und Abhebegreifer 2 gekommen ist. Bei dieser Betriebsweise arbeitet das Saugventil 1 unbeeinflusst von der Greiferbewegung und der Verdichter liefert die volle Fördermenge. Wird der Schaltzeitpunkt des Steuerventils 3 sukzessive später gewählt, so wird der Hub des Abhebegreifers 2 größer, das Schließen der Ventilplatte wird verzögert und damit die Liefermenge des Verdichters reduziert. Bei Wahl des Schaltpunktes mit dem Punkt 44 ergibt sich eine durch die Linie 45 repräsentierte Rückzugbewegung, welche bei 360° Kurbelwinkel endet und einer Nullförderung des Kompressor entspricht. Weitere Verzögerung des Schaltpunktes z.B.: in den Punkt 47 (Linienzug 48) verhindert ein rechtzeitiges Rückkehren des Greifers in die Ausgangslage.

[0037] Aus Fig. 8 ist erkennbar, dass der maximale sich im Abhebezylinder 6 einstellende Steuerdruck (am Punkt 49) nur geringfügig höher als der für die Betätigung des Abhebegreifers nötige Druck (Punkt 44) ist. Dies ist durch den geringen zeitlichen Gradienten von Druckanstieg und Druckabfall bedingt. Die Gradienten werden durch die in im vorstehenden Text beschriebene theoretische Entlüftungszeit T charakterisiert. Bei der dieser Abbildung zugrunde gelegten Parameterwahl ist die Entlüftungszeit mit dem größten, erfindungsgemäß noch zulässigen Wert gewählt. Das Zeitfenster zwischen einer für eine Beeinflussung des Saugventils frühesten Schaltung, die dem Vollastbetrieb des Verdichters entspricht, und einer für eine rechtzeitige Rückkehr des Abhebegreifers 2 spätesten Schaltung, die dem Leerlauf entspricht, wird, wie aus einem Vergleich von Fig. 7 mit Fig. 8 hervorgeht, mit zunehmender Entlüftungszeit T immer kleiner und damit für eine zuverlässige Regelung unvorteilhafter.

[0038] Bei Wahl der Entlüftungszeit T mit beispielsweise etwa dem 3-fachen der Arbeitstaktdauer werden die angesprochenen Gradienten so flach, dass die Bewegung des Abhebegreifers 2 nicht mehr der Schaltung des Steuerventils 3 folgt. Die Bewegung des Abhebegreifers 2 wird dann im wesentlichen nur durch das Gleichgewicht von an der Ventilplatte angreifenden Strömungskraften und den mittleren sich im Arbeitszylinder 6 einstellenden Druck beeinflusst. Beide Größen hängen von einer Vielzahl von Parametern ab. Die Regelung arbeitet dann nach dem eingangs erwähnten bekannten Prinzip der pneumatischen Rückströmregelung mit allen damit verbundenen Nachteilen.

[0039] In Fig. 9 ist schematisch ein erfindungsgemäßer Hubkolben-Kompressor mit stufenloser Fördermengenregelung gemäß der vorliegenden Erfindung dargestellt. Der im Zylinder 50 hin und her bewegliche Kolben 51 ist über eine herausgeführte Kolbenstange 52 und ein Kreuzgelenk 53 von einer Pleuelstange 54 betätigt, die von der Kurbelwelle 55 mittels eines hier nicht dargestellten, zumeist elektrischen Antriebsmotors angetrieben wird. Mit 56 ist ein an der Kurbelwelle mitdrehend befestigtes Schwungrad bezeichnet. Auf der in der Darstellung oberen Seite des Zylinders 50 sind in beiden Arbeitsvolumina Saugventile 1 angeordnet, die beispielsweise gemäß den Fig. 1 bis 4 ausgebildet sind und auf beschriebene Weise eine stufenlose Fördermengenregelung erlauben. Auf der in der Darstellung unteren Seite des Zylinders 50 sind die zugehörigen Druckventile 57 nur angedeutet. Diese sind üblicherweise ähnlich wie die Saugventile ausgeführt, nur ohne jede Regelmöglichkeit. Die Ansaugsammelleitung ist mit 58 und die Druck-Sammelleitung mit 59 bezeichnet.

[0040] Oberhalb des Zylinders 50 sind an den Anschlußöffnungen 18 (siehe auch Fig. 1 und 3) Druckleitungen 60 angeschlossen, die Betätigungsdruck für den Abhebekolben 4 bzw. Abhebezyylinder 6 (siehe Fig. 1 bis 3) von einer Druckquelle 61 her zuführen. Die elektrische Ansteuerung der Elektromagnete 14 der Steuerventile 3 (siehe wiederum Fig. 1 bis 3 und zugehörige Beschreibung) erfolgt über Steuerleitungen 62 von einer Steuereinheit 63 aus.

[0041] Bezüglich der detaillierten Beschreibung der Arbeitsweise des dargestellten Kompressors bzw. der hier relevanten stufenlosen Fördermengenregelung dieses Kompressors wird zur Vermeidung von Wiederholungen ausdrücklich auf die vorherigen Ausführungen zu den Fig. 1 bis 9 verwiesen.

Patentansprüche

1. Verfahren zur stufenlosen Fördermengenregelung eines Hubkolben-Kompressors, wobei ein an zumindest einem selbsttätigen Saugventil (1) des Kompressors angeordneter Abhebegreifer (2) mittels eines über ein schaltbares Steuerventil (3) mit Gasdruck beaufschlagbaren Abhebekolbens (4) zumindest ein Dichtelement (5) des Saugventils (1) über einen damit steuerbaren Teil des Arbeitstaktes des Kompressors offenhält, **dadurch gekennzeichnet, dass** der den Abhebekolben (4) beaufschlagende Gasdruck während der Zeit, in der das Steuerventil (3) geschlossen ist, stets über dem zur Überwindung der maximal möglichen Rückströmkraft erforderlichen Gasdruck liegt und dass über das schnellschaltend ausgeführte Steuerventil (3) in jeder Periode des Arbeitstaktes eine steuerbare Teilentlüftung des Abhebezyinders (6) bis zum Schließen des Saugventils (1) durchgeführt wird, wobei die sich in Abhängigkeit

- a.) vom zu entlüftenden, aus Hubraum des Abhebezyinders (6) und Schadraum zwischen Steuerventil (3) und Abhebekolben (4) bestehenden, Volumen,
- b.) vom Öffnungsquerschnitt des Steuerventils (3), und
- c.) vom zur Betätigung des Abhebegreifers (2) verwendeten Gas

ergebende theoretische Entlüftungszeit des gesamten zu entlüftenden Volumens maximal annähernd gleich oder kleiner der zweifachen Dauer eines Arbeitstaktes des Kompressors ist.

2. Hubkolben-Kompressor mit stufenloser Fördermengenregelung, mit einem an zumindest einem selbsttätigen Saugventil (1) des Kompressors angeordneten Abhebegreifer (2), der mittels eines über ein schaltbares Steuerventil (3) mit Gasdruck beaufschlagbaren Abhebekolbens (4) zumindest ein Dichtelement (5) des Saugventils (1) über einen damit steuerbaren Teil des Arbeitstaktes des Kompressors offenhält, **dadurch gekennzeichnet, dass** die sich in Abhängigkeit

- a.) vom zu entlüftenden, aus Hubraum des Abhebezyinders (6) und Schadraum zwischen Steuerventil (3) und Abhebekolben (4) bestehenden, Volumen,
- b.) vom Öffnungsquerschnitt des Steuerventils (3), und
- c.) vom zur Betätigung des Abhebegreifers (2) verwendeten Gas

ergebende theoretische Entlüftungszeit des gesamten zu entlüftenden Volumens maximal annähernd gleich oder kleiner der zweifachen Dauer eines Arbeitstaktes des Kompressors ist.

3. Kompressor nach Anspruch 2, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Schadraum zwischen Steuerventil (3) und Abhebekolben (4) maximal annähernd gleich oder kleiner dem zweifachen Hubraum des Abhebezyinders (6) ist.
4. Kompressor nach Anspruch 2 oder 3, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Führung des Abhebegreifers (2) mit Abhebezyylinder (6) und kolben (4) eine konstruktive Einheit bildet.
5. Kompressor nach einem der Ansprüche 2 bis 4, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Steuerventil (3) mit dem Abhebezyylinder (6) und/oder -kolben (4) eine konstruktive Einheit bildet.
6. Kompressor nach einem oder mehreren der Ansprüche 2 bis 5, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Steuerventil (3) als elektromagnetisch betätigt

tes 3/2-Wegeventil ausgeführt und vorzugsweise so beschaltet ist, dass es im stromlosen Zustand den Abhebezyylinder (6) mit Gasdruck beaufschlagt.

7. Kompressor nach einem oder mehreren der Ansprüche 2 bis 6, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Steuerventil (3) eingangsseitig mit unter entsprechendem Druck stehendem Prozessgas beaufschlagt ist, vorzugsweise indem es mit einem Speichervolumen verbunden ist, das mit dem Arbeitsraum des Kompressors über ein Rückschlagventil (28) in Verbindung steht.
8. Kompressor nach einem oder mehreren der Ansprüche 2 bis 7, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Abhebekolben (4) im Bereich seiner Endlagen den Zu- und/oder Ablauf des beaufschlagenden Gases zum Abhebezyylinder (6) teilweise absperrt.

Claims

1. Method for continuous delivery-quantity control of a reciprocating piston compressor, in which a lift-off gripper (2) arranged on at least one automatic suction valve (1) of the compressor keeps open, by means of a lift-off piston (4) capable of being pressurised by gas pressure via a switchable control valve (3), at least one sealing element (5) of the suction valve (1) over a thereby controllable portion of the working cycle of the compressor, **characterised in that** the gas pressure pressurising the lift-off piston (4) is always above the gas pressure required to overcome the maximum possible reverse flow force during the time in which the control valve (3) is closed, and **in that** controllable partial venting of the lift-off cylinder (6) is performed via the control valve (3), which is designed for rapid switching, in each period of the working cycle until the suction valve (1) is closed, the theoretical venting time of the entire volume to be vented, obtained in dependence
- a) on the volume to be vented, consisting of the swept volume of the lift-off cylinder (6) and the clearance volume between control valve (3) and lift-off piston (4),
- b) on the cross section of the opening of the control valve (3), and
- c) on the gas used for actuation of the lift-off gripper (2),
- being at most approximately equal to or less than twice the duration of a working cycle of the compressor.
2. Reciprocating piston compressor with continuous delivery-quantity control, having a lift-off gripper (2)

arranged on at least one automatic suction valve (1) of the compressor, which lift-off gripper (2) keeps open, by means of a lift-off piston (4) capable of being pressurised by gas pressure via a switchable control valve (3), at least one sealing element (5) of the suction valve (1) over a thereby controllable portion of the working cycle of the compressor, **characterised in that** the theoretical venting time of the entire volume to be vented, obtained in dependence

- a) on the volume to be vented, consisting of the swept volume of the lift-off cylinder (6) and the clearance volume between control valve (3) and lift-off piston (4),
- b) on the cross section of the opening of the control valve (3), and
- c) on the gas used for actuation of the lift-off gripper (2),

is at most approximately equal to or less than twice the duration of a working cycle of the compressor.

3. Compressor according to Claim 2, **characterised in that** the clearance volume between control valve (3) and lift-off piston (4) is at most approximately equal to or less than twice the swept volume of the lift-off cylinder (6).
4. Compressor according to Claim 2 or 3, **characterised in that** the guide of the lift-off gripper (2) forms a structural unit with lift-off cylinder (6) and/or lift-off piston (4).
5. Compressor according to one of Claims 2 to 4, **characterised in that** the control valve (3) forms a structural unit with the lift-off cylinder (6) and/or lift-off piston (4).
6. Compressor according to one or more of Claims 2 to 5, **characterised in that** the control valve (3) is designed as an electromagnetically actuated 3/2-way valve and is preferably connected in such a manner that it pressurises the lift-off cylinder (6) with gas pressure in the currentless state.
7. Compressor according to one or more of Claims 2 to 6, **characterised in that** the control valve (3) is pressurised at the inlet side with process gas under appropriate pressure, preferably by being connected to a reservoir volume which is connected to the working chamber of the compressor via a check valve (28).
8. Compressor according to one or more of Claims 2 to 7, **characterised in that** the lift-off piston (4) partially shuts off, in the region of its end positions, the supply of the pressurising gas to and/or its discharge from the lift-off cylinder (6).

Revendications

1. Procédé pour la régulation en continu du débit refoulé par un compresseur volumétrique à piston dans lequel une griffe de relèvement (2) agencée au moins sur une soupape d'aspiration automatique (1) du compresseur maintient ouvert au moins un élément d'étanchement (5) de la soupape d'aspiration (1), au moyen d'un piston de relèvement (4) pouvant être alimenté en pression de gaz via une soupape de commande commutable (3), sur une partie du cycle de travail du compresseur qui peut être ainsi commandée, **caractérisé en ce que :**

- la pression de gaz qui est appliquée sur le piston de relèvement (4) est toujours supérieure à la pression de gaz nécessaire pour surmonter la force de reflux maximale possible pendant le temps dans lequel la soupape de commande (3) est fermée ; et
- une purge partielle du cylindre de relèvement (6), laquelle peut être commandée, est exécutée jusqu'à la fermeture de la soupape d'aspiration (1), via la soupape de commande (3) réalisée avec commutation rapide, dans chaque période du cycle de travail, jusqu'à la fermeture de la soupape d'aspiration (1), procédure pendant laquelle le temps de purge théorique résultant de la totalité du volume à purger est au maximum approximativement identique ou inférieur au double de la durée d'un cycle de travail du compresseur, en dépendance :

a) du volume à purger constitué de l'espace de course du cylindre de relèvement (6) et de l'espace mort entre la soupape de commande (3) et le piston de relèvement (4) ;

b) de la section d'ouverture de la soupape de commande (3) ; et

c) du gaz utilisé pour actionner la griffe de relèvement (2).

2. Compresseur volumétrique à piston avec régulation en continu du débit refoulé, comprenant une griffe de relèvement (2) agencée au moins sur une soupape d'aspiration automatique (1) du compresseur et qui maintient ouvert au moins un élément d'étanchement (5) de la soupape d'aspiration (1), au moyen d'un piston de relèvement (4) pouvant être alimenté en pression de gaz via une soupape de commande commutable (3), sur une partie du cycle de travail du compresseur qui peut être ainsi commandée, **caractérisé en ce que** le temps de purge théorique résultant de la totalité du volume à purger est au maximum approximativement identique ou inférieur au double de la durée d'un cycle de travail du compresseur, en dépendance :

a) du volume à purger constitué de l'espace de course du cylindre de relèvement (6) et de l'espace mort entre la soupape de commande (3) et le piston de relèvement (4) ;

b) de la section d'ouverture de la soupape de commande (3) ; et

c) du gaz utilisé pour actionner la griffe de relèvement (2).

3. Compresseur selon la revendication 2, **caractérisé en ce que** l'espace mort entre la soupape de commande (3) et le piston de relèvement (4) est au maximum approximativement identique ou inférieur au double de l'espace de course du cylindre de relèvement (6).

4. Compresseur selon l'une ou l'autre des revendications 2 et 3, **caractérisé en ce que** le guidage de la griffe de relèvement (2) forme une unité constructive avec le cylindre de relèvement (6) et le piston de relèvement (4).

5. Compresseur selon l'une des revendications 2 à 4, **caractérisé en ce que** la soupape de commande (3) forme une unité constructive avec le cylindre de relèvement (6) et/ou le piston de relèvement (4).

6. Compresseur selon l'une ou plusieurs des revendications 2 à 5, **caractérisé en ce que** la soupape de commande (3) est réalisée comme distributeur à 3 voies/2 positions, à actionnement électromagnétique, et est de préférence branchée de manière à alimenter en pression de gaz le cylindre de relèvement (6) dans l'état sans courant.

7. Compresseur selon l'une ou plusieurs des revendications 2 à 6, **caractérisé en ce que** la soupape de commande (3) est alimentée du côté entrée avec un gaz de traitement se trouvant sous une pression correspondante, de préférence **en ce qu'elle** est reliée à un volume d'accumulation qui est en liaison avec l'espace de travail du compresseur via un clapet antiretour (28).

8. Compresseur selon l'une ou plusieurs des revendications 2 à 7, **caractérisé en ce que** le piston de relèvement (4) obture partiellement l'arrivée et/ou l'évacuation du gaz alimenté vers le cylindre de relèvement (6) dans la région de ses positions de fin de course.

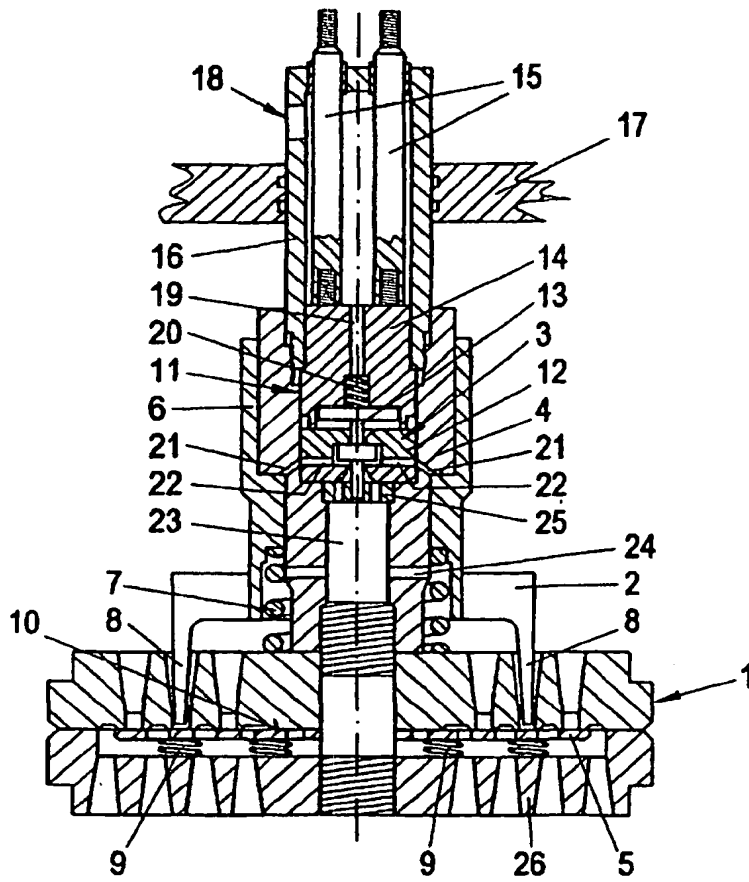


FIG. 1

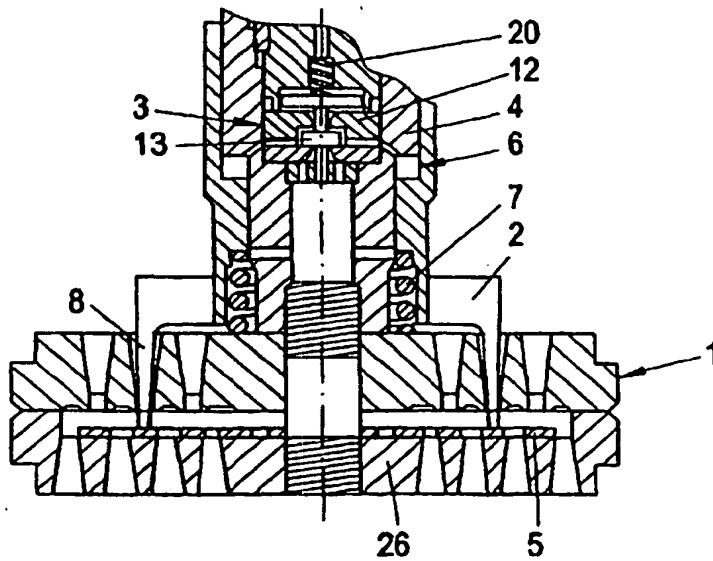


FIG. 2

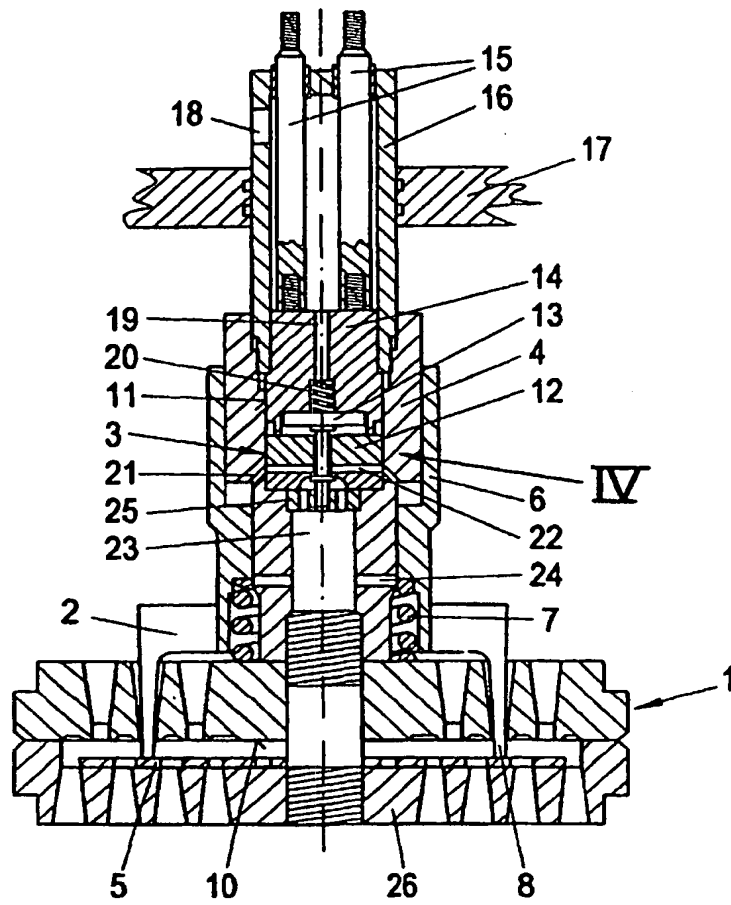


FIG. 3

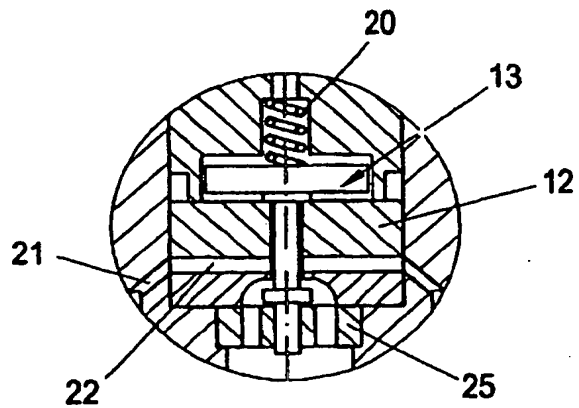


FIG. 4

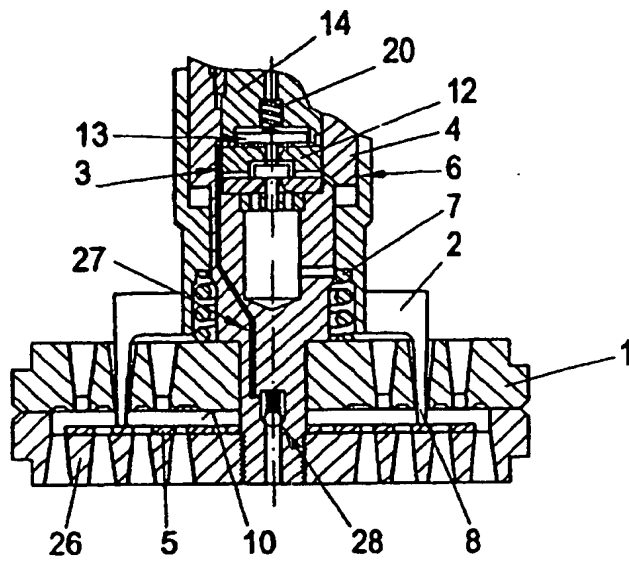


FIG. 5

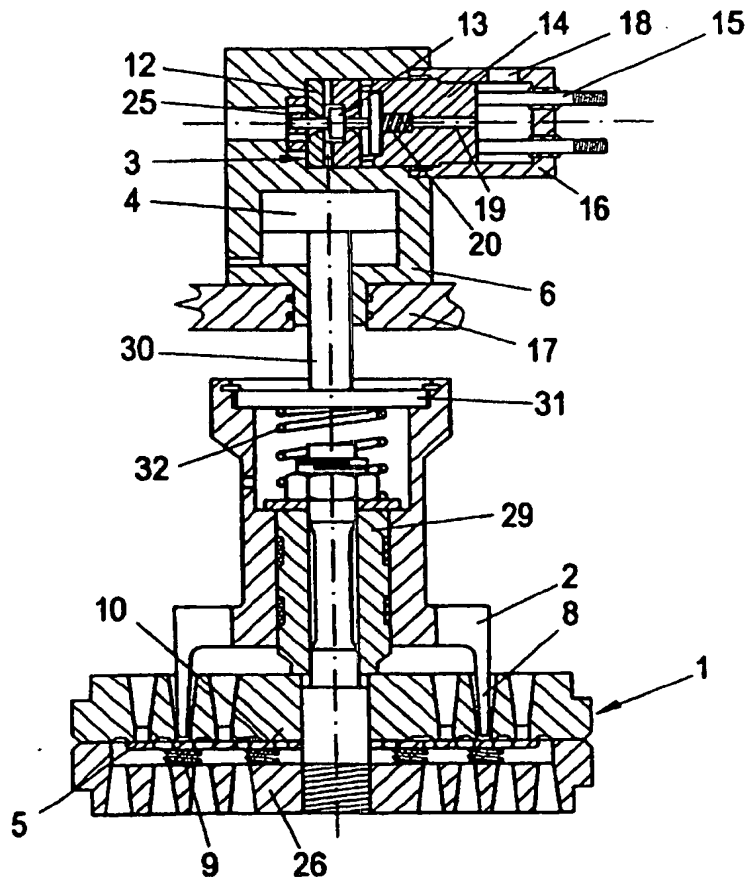


FIG. 6

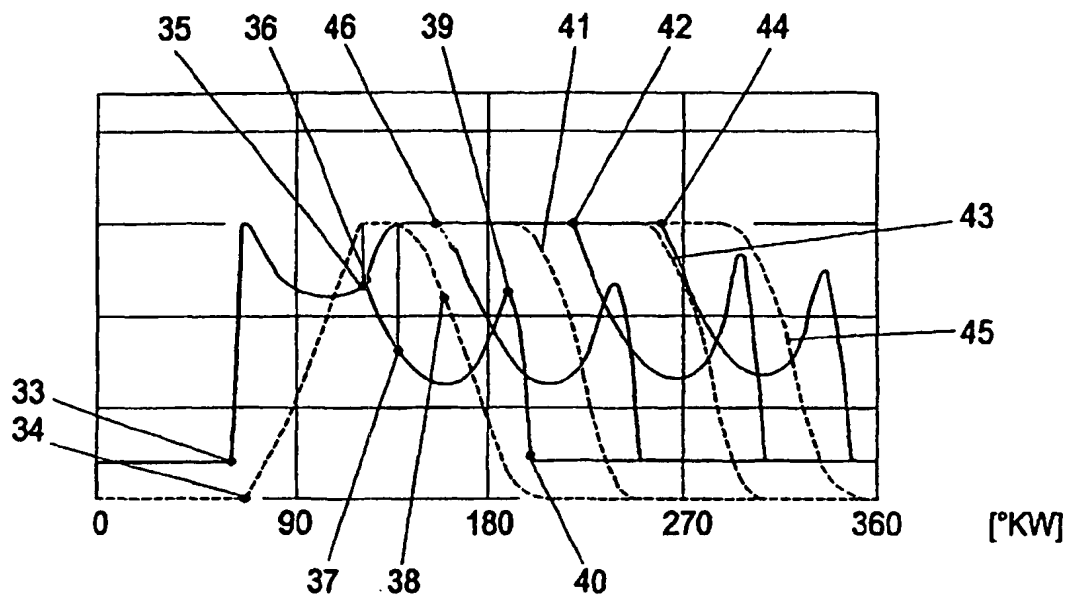


FIG. 7

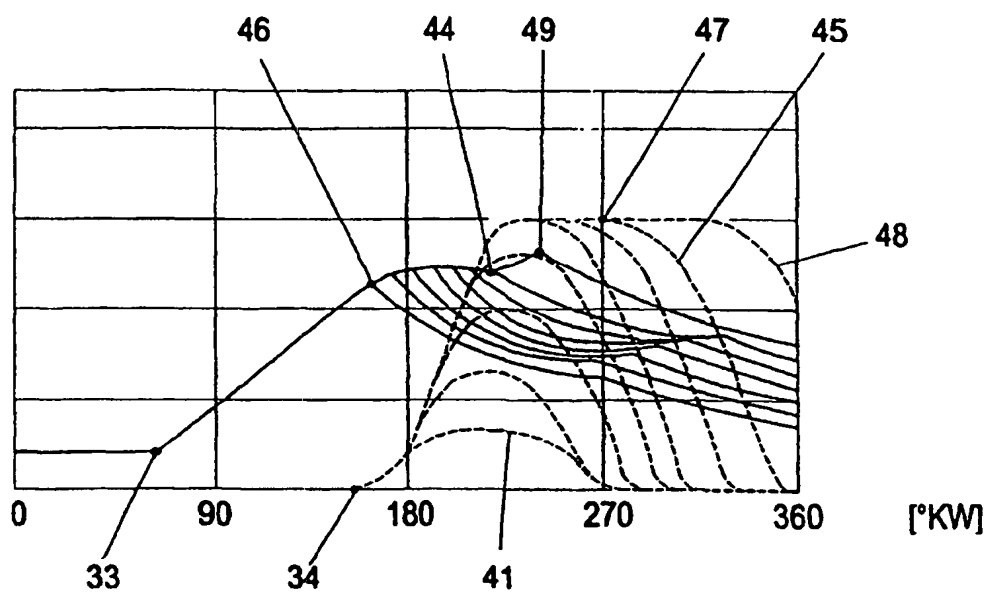


FIG. 8

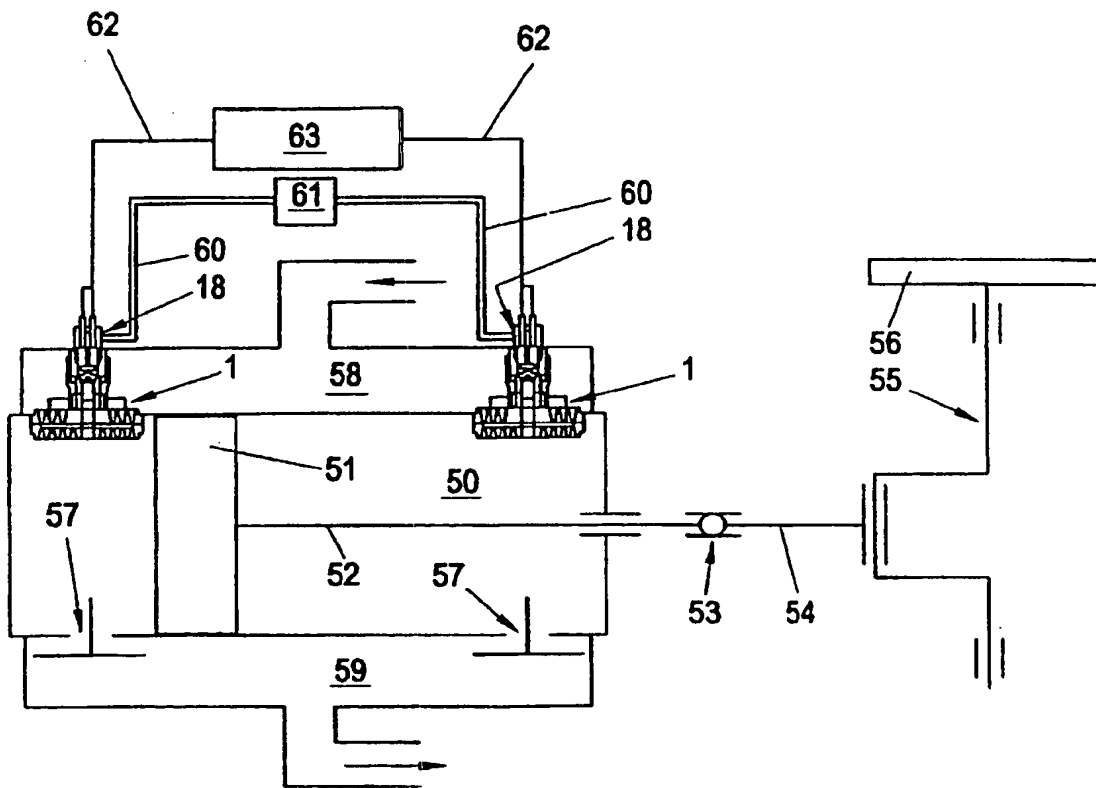


FIG. 9